

УДК 629. 113



А. С. Мазин



Р. О. Кайдалов



М. А. Подригало

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ

В настоящей статье предложен метод оценки энергетической нагруженности автомобилей с использованием показателя, представляющего собой отношение максимальной эффективной мощности двигателя к максимальной кинетической энергии поступательного движения машины.

К л ю ч е в ы е с л о в а: удельная мощность, удельная сила тяги, энергетическая нагруженность.

Постановка проблемы. Удельная мощность является важным показателем, определяющим тягово-скоростные свойства автомобилей. Она возрастает с увеличением их максимальных скоростей движения. Высокая удельная мощность автомобиля обеспечивает значительные ускорения при разгоне и высокую скорость движения как одиночного автомобиля, так и автопоезда, даже на дорогах с высоким сопротивлением движению. Однако в известных исследованиях, посвященных данному вопросу, не показана взаимосвязь удельной мощности автомобиля с его максимальными ускорением и скоростью.

Анализ последних исследований и публикаций. Важными показателями, определяющими тяговые свойства автомобиля, являются удельная сила тяги (динамический фактор) D и удельная мощность $N_{уд}$ [1].

Автомобиль с высокой удельной тягой (динамическим фактором D) при достаточном сцеплении колес с дорогой будет успешно преодолевать тяжелые участки пути. Однако, если удельная мощность мала, необходимая скорость движения автомобиля не может быть достигнута [1].

Высокая удельная мощность автомобиля обеспечивает значительные ускорения при разгоне, высокую скорость движения автомобиля и автопоезда [1]. Высокая удельная мощность также позволяет автомобилю преодолевать подъемы без значительного снижения скорости движения.

Для автомобилей, эксплуатируемых на дорогах с твердым покрытием, удельная мощность может быть определена по формуле [1]

$$N_{уд} = \frac{N_{e \max}}{m_a}, \quad (1)$$

где $N_{e \max}$ – максимальная эффективная мощность двигателя; m_a – масса автомобиля.

По данным Н. А. Бухарина [1], величина $N_{уд}$ находится в пределах от 15 до 50 кВт/т. Меньшие значения удельной мощности соответствуют легковым автомобилям малых классов с умеренными максимальными скоростями. Удельная мощность автомобилей высшего класса производства США и гоночных автомобилей достигает 150 – 200 кВт/т. Удельная мощность грузовых автомобилей общего назначения также зависит от типа автомобиля и находится в интервале от 6 до 12 кВт/т [1]. Меньшие значения соответствуют тяжелым грузовым автомобилям с невысокими максимальными скоростями движения, преимущественно по дорогам с твердыми покрытиями; большие значения – легким и средним автомобилям, а также скоростным машинам.

Удельная мощность автомобилей высокой проходимости разных стран колеблется в таких пределах: 7 – 9 кВт/т – для автомобилей высокой грузоподъемности; 33 – 37 кВт/т – для малых моделей автомобилей (все данные относятся к одиночным автомобилям без прицепов) [1].

Величина удельной мощности автопоездов при движении по дорогам с твердыми покрытиями составляет не менее 4 – 5 кВт/т, при движении по пересеченной местности – от 5 до 7 кВт/т (первые

цифры – для автомобилей большой грузоподъемности) [1]. При расчете удельной мощности автопоездов необходимо учитывать и массу прицепа

$$N_{\text{уд}} = \frac{N_{\text{e max}}}{m_{\text{a}} + m_{\text{п}}}, \quad (2)$$

где $m_{\text{п}}$ – масса прицепа.

По данным работы [2], удельная мощность одиночных грузовых автомобилей находится в пределах 8 – 13 кВт/т, для автопоездов – 6 – 8 кВт/т.

В публикациях [3, 4] по результатам статистического анализа изменения удельной мощности легковых автомобилей определена зависимость удельной мощности от времени. Показано, что удельная мощность легковых автомобилей возрастает с течением времени. Рост удельных мощностей автомобилей связан с ростом их максимальных ускорений и скоростей, но эта связь в известной литературе [1 – 4] не изучена.

В работах [1 – 4] четко не указано, снаряженную или полную массу автомобиля нужно принимать в расчет при определении удельной мощности автомобилей по формулам (1) и (2). В работе [5] рассматривается показатель, определяемый как величина, обратная удельной мощности. Он представляет собой отношение снаряженной массы транспортного средства к эффективной мощности двигателя. Очевидно, что при расчете удельной мощности необходимо брать в расчет полную массу, поскольку в этом случае автомобиль будет иметь наихудшие показатели динамических свойств.

У грузовых автомобилей соотношение полной и снаряженной масс может достигать значительных величин (особенно с учетом использования прицепов и полуприцепов). Изменение массы грузовых автомобилей в широких пределах влечет за собой и изменение ускорений, что является фактором, влияющим на стабильность динамических свойств этих машин. Очевидно, что использование гибридных (с комбинированной электромеханической силовой установкой) грузовых автомобилей позволяет при включении дополнительного источника энергии уменьшить разрыв между максимальными ускорениями автомобиля при полной и снаряженной массах. Это повысит стабильность динамических свойств грузовых автомобилей. Удельная мощность не позволяет производить оценку энергетической нагруженности и энергетической эффективности автомобиля, поскольку ее определение не предусматривает учета кинетической энергии поступательного движения машины.

Целью статьи является определение взаимосвязи между удельной мощностью и максимальными ускорениями, скоростью и массой автомобиля, а также разработка метода оценки энергетической нагруженности машины.

Изложение основного материала. Для достижения поставленной цели необходимо решить такие задачи:

- определить взаимосвязь между удельной мощностью, максимальными ускорениями и скоростью автомобиля;
- разработать метод оценки энергетической нагруженности автомобилей.

Определение взаимосвязи между удельной мощностью, максимальными ускорениями и скоростью автомобиля.

Тяговая сила на ведущих колесах определяется следующей зависимостью:

$$P_{\text{к}} = m_{\text{a}} \cdot g \cdot \psi + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\text{a}}^2 + \delta_{\text{вр}} \cdot m_{\text{a}} \cdot \dot{V}_{\text{a}}, \quad (3)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

$$\psi = f \pm i; \quad (4)$$

f – коэффициент сопротивления качению колес;

i – продольный уклон дороги;

C_x – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления;

ρ – плотность воздуха;

F – площадь лобового сечения (мидель) автомобиля;

$V_a; \dot{V}_a$ – линейные скорость и ускорение автомобиля;

$\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии.

Умножив левую и правую части уравнения (3) на V_a , получим

$$N_k = P_k \cdot V_a = m_a \cdot (g \cdot \psi + \delta_{вр} \cdot \dot{V}_a) \cdot V_a + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^3, \quad (5)$$

где N_k – мощность, реализуемая на ведущих колесах автомобиля.

Учитывая, что

$$N_k = N_e \cdot \eta_{тр}, \quad (6)$$

запишем зависимость для определения удельной мощности автомобиля

$$N_{уд} = \frac{N_e}{m_a} = \frac{1}{\eta_{тр}} \cdot \left[(g \cdot \psi + \delta_{вр} \cdot \dot{V}_a) \cdot V_a + \frac{C_x}{2 \cdot m_a} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^3 \right], \quad (7)$$

где $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии автомобиля; N_e – эффективная мощность двигателя.

Максимальное значение удельной мощности при заданном значении массы автомобиля m_a и скорости его движения V_a

$$(N_{уд})_{\max} = \frac{1}{\eta_{тр}} \cdot \left\{ [g \cdot \psi + \delta_{вр} \cdot (\dot{V}_a)_{\max}] \cdot V_a + \frac{C_x}{2 m_a} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^3 \right\}, \quad (8)$$

где $(\dot{V}_a)_{\max}$ – максимальное ускорение, реализуемое при скорости V_a .

При максимальной скорости движения V_{\max} величина ускорения $(\dot{V}_a)_{\max} = 0$ и выражение (8) примет такой вид:

$$(N_{уд})_{\max} = \frac{1}{\eta_{тр}} \cdot \left[g \cdot \psi \cdot V_{\max} + \frac{C_x}{2 \cdot m_a} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\max}^3 \right]. \quad (9)$$

Выражение (9) определяет взаимосвязь между максимальным значением удельной мощности $(N_{уд})_{\max}$ автомобиля и его максимальной скоростью V_{\max} при заданном значении массы m_a . При снаряженной массе автомобиля $m_{сн}$ максимальное значение удельной мощности $(N_{уд})_{\max}$ будет больше, чем при полной $m_{полн}$. Выражение (9) справедливо при угловой скорости коленчатого вала ω_e , равной угловой скорости ω_N , соответствующей получению $N_{e \max}$. В общем случае изменение эффективной мощности автомобиля можно описать с помощью формулы Лейдермана [6].

$$N_e = N_{e \max} \cdot (a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3), \quad (10)$$

где a , b и c – эмпирические коэффициенты; $\lambda = \frac{\omega_e}{\omega_N}$ – отношение текущей угловой скорости

коленчатого вала к угловой скорости ω_N .

Тяговая сила на ведущих колесах может быть определена как

$$P_k = \frac{N_e}{\omega_e} \cdot \frac{\eta_{тр} \cdot U_{тр}}{r_d} = m_a \cdot g \cdot \psi + \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2 + m_a \cdot \dot{V}_a \cdot \delta_{вр}, \quad (11)$$

где r_d – динамический радиус ведущих колес; $U_{тр}$ – передаточное число трансмиссии.

После подстановки формулы (10) в выражение (11) получим

$$\frac{N_{e \max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_{\text{тр}}}{\omega_N \cdot r_d} \cdot \left(a + b \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} - c \cdot \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} \right) - m_a \cdot g \cdot \psi - \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2 - m_a \cdot \dot{V}_a \cdot \delta_{\text{вр}} = 0. \quad (12)$$

При движении автомобиля с постоянной скоростью $V_a = V_{\max}$ и $\dot{V}_a = 0$. При $V_a = V_{\max}$ уравнение (12) примет такой вид:

$$\frac{N_{e \max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_{\text{тр}}}{\omega_N \cdot r_d} \cdot \left(a + b \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} - c \cdot \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} \right) - m_a \cdot g \cdot \psi - \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{a \max}^2 = 0. \quad (13)$$

Из уравнения (13) определим максимальную скорость автомобиля

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{\frac{N_{e \max} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot U_{\text{тр}}}{\omega_N \cdot r_d} \cdot \left(a + b \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} - c \cdot \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} \right) - m_a \cdot g \cdot \psi}{\frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F}} =$$

$$= \sqrt{\frac{\left(N_{\text{уд}} \right)_{\max} \cdot \frac{\eta_{\text{тр}} \cdot U_{\text{тр}}}{\omega_N \cdot r_d} \cdot \left(a + b \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} - c \cdot \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} \right) - g \cdot \psi}{\frac{C_x}{2 \cdot m_a} \cdot \rho \cdot F}}. \quad (14)$$

При $N_e = N_{e \max}$; $\omega_e = \omega_N$ выражение (14) принимает такой вид:

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{\left(N_{\text{уд}} \right)_{\max} \cdot \frac{\eta_{\text{тр}} \cdot U_{\text{тр}}}{\omega_N \cdot r_d} - g \cdot \psi}{\frac{C_x}{2 \cdot m_a} \cdot \rho \cdot F}}. \quad (15)$$

При $\omega_e = \omega_N$ выражение (12) примет такой вид:

$$\frac{N_{e \max}}{\omega_N \cdot m_a \cdot r_d} = \frac{\left(N_{\text{уд}} \right)_{\max}}{\omega_N \cdot r_d} = g \cdot \psi + \frac{C_x}{2 \cdot m_a} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2 + \delta_{\text{вр}} \cdot \left(\dot{V}_a \right)_{\max}. \quad (16)$$

При движении с максимальной скоростью $V_a = V_{\max}$ и $\left(\dot{V}_a \right)_{\max} = 0$.

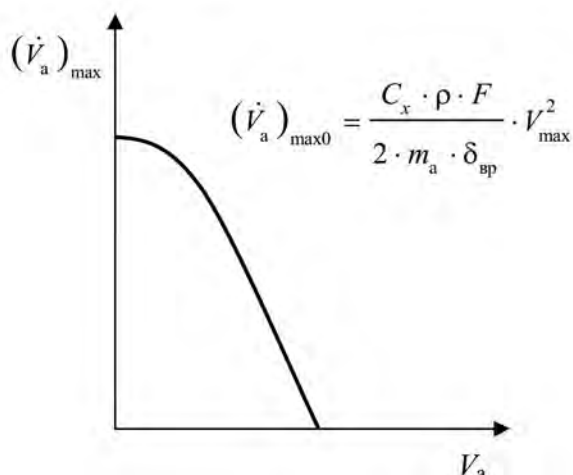
В этом случае уравнение (16) можно записать так:

$$\frac{\left(N_{\text{уд}} \right)_{\max}}{\omega_N \cdot r_d} = g \cdot \psi + \frac{C_x}{2 \cdot m_a} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\max}^2. \quad (17)$$

Приравняв правые части формул (16) и (17), определим ускорение автомобиля

$$\left(\dot{V}_a \right)_{\max} = \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot \delta_{\text{вр}}} \cdot \left(V_{\max}^2 - V_a^2 \right). \quad (18)$$

График зависимости $\left(\dot{V}_a \right)_{\max} = f(V_a)$ при условии, что двигатель работает на постоянном скоростном режиме, имеет вид параболы



Зависимость $(\dot{V}_a)_{\max}$ от скорости движения автомобиля V_a

Предположим, что при $V_a < V_{\max}$ угловая скорость двигателя ω_{e1} , а при $V_a = V_{\max}$ она равна ω_{e2} .

Для случая $(\dot{V}_a)_{\max}$ уравнение (12) примет такой вид:

$$\frac{N_{e\max} \cdot \eta_{тр} \cdot U_{тр}}{\omega_N \cdot r_d} \cdot \left(a + b \cdot \frac{\omega_{e1}}{\omega_N} - c \cdot \frac{\omega_{e1}^2}{\omega_N^2} \right) - m_a \cdot g \cdot \psi - \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_a^2 - m_a \cdot \delta_{вр} \cdot (\dot{V}_a)_{\max} = 0 \quad (19)$$

При $V_a = V_{\max}$ величина $(\dot{V}_a)_{\max} = 0$ и выражение (19) упростится с учетом того, что вместо ω_{e1} необходимо поставить ω_{e2} .

$$\frac{N_{e\max} \cdot \eta_{тр} \cdot U_{тр}}{\omega_N \cdot r_d} \cdot \left(a + b \cdot \frac{\omega_{e2}}{\omega_N} - c \cdot \frac{\omega_{e2}^2}{\omega_N^2} \right) - m_a \cdot g \cdot \psi - \frac{C_x}{2} \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\max}^2 = 0. \quad (20)$$

После совместного решения уравнений (19) и (20) определим

$$(\dot{V}_a)_{\max} = \frac{C_x \cdot \rho \cdot F}{2 \cdot m_a \cdot \delta_{вр}} \cdot (V_{\max}^2 - V_a^2) + \frac{N_{уд} \cdot \eta_{тр} \cdot U_{тр}}{r_d \cdot \delta_{вр}} \cdot \frac{\omega_{e1} - \omega_{e2}}{\omega_N} \cdot \left(b - c \cdot \frac{\omega_{e1} + \omega_{e2}}{\omega_N} \right). \quad (21)$$

При $\omega_{e1} = \omega_{e2}$ из уравнения (21) получаем выражение (18). С увеличением разности $\omega_{e1} - \omega_{e2}$ происходит увеличение $(V_a)_{\max}$.

С увеличением удельной мощности автомобиля также растет максимально возможное ускорение машины $(\dot{V}_a)_{\max}$ при заданной скорости движения V_a .

Наименьшее значение удельная мощность автомобиля принимает при полной массе автомобиля. Поэтому при анализе динамических свойств автомобилей (особенно грузовых) следует принимать в расчет полную массу машины.

Разработка метода оценки энергетической нагруженности автомобилей.

На наш взгляд, более объективным показателем (по сравнению с удельной мощностью автомобиля) может быть отношение максимальной мощности двигателя к максимальной кинетической энергии $(W_{кин})_{\max}$ поступательного движения автомобиля.

Максимальную кинетическую энергию поступательного движения автомобиля необходимо определять при его полной массе и максимальной скорости.

$$(W_{кин})_{\max} = \frac{m_{полн} \cdot V_{\max}^2}{2}, \quad (22)$$

где $m_{\text{полн}}$ – полная масса автомобиля.

Уровень энергетической нагруженности автомобилей определяется следующей зависимостью:

$$Y_W = \frac{2N_{e \max}}{m_{\text{полн}} \cdot V_{\max}^2}. \quad (23)$$

Чем меньше величина Y_W , тем меньше энергетическая нагруженность автомобиля.

Выражение (23) для показателя Y_W связывает между собой три наиболее важных для оценки динамики и энергетики автомобиля параметра: $N_{e \max}$, V_{\max} и $m_{\text{полн}}$.

Использование показателя уровня энергетической нагруженности Y_W автомобиля позволяет производить оценку и сравнение между собой автомобилей различных классов, видов, а также машин, выпущенных в разное время.

Рассмотрим на примере 12 моделей легковых автомобилей различных классов, выпущенных в разное время в разных странах, влияние их параметров на уровень энергетической нагруженности Y_W (таблица). В таблице также приведены для сравнения показатели удельной мощности рассматриваемых машин.

Влияние параметров легковых автомобилей на уровень их энергетической нагруженности

Модель автомобиля	Год выпуска	Максимальная скорость		Максимальная мощность		Полная масса, кг	Максимальная кинетическая энергия, Дж	Y_W	$N_{\text{уд}}$, кВт/т
		м/с	км/час	л.с.	кВт				
ЗАЗ-966	1968	33,33	120	43	32	1080	600	0,053	28,63
М-408	1964	33,33	120	50	36,75	1330	739	0,050	27,63
М-412	1967	38,89	140	75	55	1340	1013	0,054	41,04
ВАЗ-2101	1970	38,89	140	60	44	1345	1017	0,043	32,71
ВАЗ-2112	2004	47,22	170	91	66,7	1500	1672	0,040	44,77
ГАЗ-21	1965	36,11	130	75	55	1875	1224	0,045	29,33
ГАЗ-24	1968	40,28	145	98	72	1825	1480	0,049	39,45
ГАЗ-13	1959	44,44	160	195	143	2625	2592	0,055	54,48
ЗИЛ-111	1963	47,22	170	200	147	3130	3489	0,042	46,96
ЗИЛ-114	1967	52,77	190	300	220	3610	5026	0,044	60,94
Honda	1999	66,67	240	241	177	1535	3411	0,052	115,37
Volvo	2004	58,33	210	180	132	2100	3572	0,037	62,86

Анализ результатов расчета показателей Y_W и $N_{\text{уд}}$, приведенных в таблице, показывает, что показатель Y_W по сравнению с $N_{\text{уд}}$ имеет меньшее рассеивание. Математическое ожидание (оценка математического ожидания) величины $Y_W = 0,047$ кВт/кДж, среднее квадратическое отклонение $\sigma_{Y_W} = \pm 0,006$ кВт/кДж, коэффициент вариации $\gamma_{Y_W} = \pm 0,128$. Для этих же моделей автомобилей

среднее значение удельной мощности $N_{уд} = 48,67$ кВт/т, среднее квадратическое отклонение $\sigma_N = \pm 22,95$ кВт/т, коэффициент вариации $\gamma_N = \pm 0,471$. Это подтверждает предложенную гипотезу о том, что ввиду меньшего рассеивания значений показателя Y_W , последний позволяет более объективно оценивать энергетические показатели автомобиля.

Величина, обратная Y_W , представляет собой показатель энергетической эффективности автомобиля:

$$\mathcal{E}_W = \frac{1}{Y_W} = \frac{m_{\text{полн}} \cdot V_{\text{max}}^2}{2N_{\text{emax}}} \quad (24)$$

Чем выше значение \mathcal{E}_W , тем выше энергетическая эффективность автомобиля.

Применение показателя \mathcal{E}_W для оценки динамических свойств автомобилей.

Используя уравнения (4) и (5), получим (при $V_a = 0$)

$$N_e = \frac{N_k}{\eta_{\text{тр}}} = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2\eta_{\text{тр}}} \cdot \left(\frac{2 \cdot g \cdot \psi}{V_a} + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_a}{m_a} \right) = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2} \cdot \frac{K_{\text{осн}}}{\eta_{\text{тр}}}, \quad (25)$$

где $K_{\text{осн}}$ – коэффициент, связывающий величину мощности на колесах с кинетической энергией поступательного движения автомобиля.

$$K_{\text{осн}} = \frac{2 \cdot g \cdot \psi}{V_a} + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_a}{m_a} \quad (26)$$

При $N_e = N_{e \text{ max}}$, принимая $m_a = m_{\text{полн}}$ и $V_a = V_{\text{max}}$, преобразуем формулу (25) к такому виду:

$$N_{\text{emax}} = \frac{m_{\text{полн}} \cdot V_{\text{max}}^2}{2\eta_{\text{тр}}} \cdot \left(\frac{2 \cdot g \cdot \psi}{V_{\text{max}}} + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\text{max}}}{m_{\text{полн}}} \right) \quad (27)$$

Из уравнения (27) определим

$$Y_W = \frac{2N_{\text{emax}}}{m_{\text{полн}} \cdot V_{\text{max}}^2} = \frac{\frac{2 \cdot g \cdot \psi}{V_{\text{max}}} + \frac{C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\text{max}}}{m_{\text{полн}}}}{\eta_{\text{тр}}} \quad (28)$$

После преобразования выражения (28) определим значение суммарного коэффициента дорожного сопротивления Ψ_{vm} , при котором автомобиль с полной массой $m_{\text{полн}}$ и на максимальной скорости V_{max} может продолжить движение:

$$\Psi_{vm} = \frac{V_{\text{max}}}{2g} \left(Y_W \cdot \eta_{\text{тр}} - \frac{C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\text{max}}}{m_{\text{полн}}} \right) \quad (29)$$

Величина $\Psi_{vm} > 0$ при выполнении условия

$$Y_W > \frac{C_x \cdot \rho \cdot F \cdot V_{\text{max}}}{m_{\text{полн}}} \quad (30)$$

Условие (30) необходимо учитывать при проектировании автомобилей.

Анализ результатов проведенного исследования показывает, что с уменьшением коэффициента лобового аэродинамического сопротивления C_x происходит уменьшение показателя Y_W и

увеличение показателя Ψ_{vm} . Максимальная скорость обеспечивает получение Y_W при выполнении условия

$$(V_{\max})_{\text{рац}} = \sqrt{\frac{2 \cdot m \cdot g \cdot \Psi}{C_x}}. \quad (31)$$

Выводы

1. В результате проведенного исследования получили дальнейшее развитие методы оценки динамических свойств и энергетической эффективности автотранспортных средств с использованием показателя удельной мощности автомобиля. Впервые предложен показатель оценки энергетической нагруженности, представляющий собой отношение максимальной эффективной мощности двигателя к максимальной кинетической энергии поступательного движения автомобиля.

2. Определена взаимосвязь между удельной мощностью автомобиля и максимальными значениями линейных скорости V_{\max} и ускорения $(\dot{V}_a)_{\max}$, определяющими динамические свойства машины.

3. Использование предложенного показателя уровня энергетической нагруженности автомобиля Y_W позволило дать рекомендации по повышению его энергетической эффективности. Определены рациональная максимальная скорость автомобиля $(V_{\max})_{\text{рац}}$ и ее зависимость от массы автомобиля, суммарного дорожного и аэродинамического сопротивлений. При $V_a = (V_{\max})_{\text{рац}}$ обеспечивается наименьшее значение показателя Y_W и наибольшее значение показателя \mathcal{E}_W .

Список использованных источников

1. Бухарин, Н. А. Автомобили [Текст] / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. – Москва : Машиностроение, 1973. – 504 с.
2. Шасси автомобиля ЗИЛ-130 [Текст] / Под ред. А. М. Кригера. – Москва : Машиностроение, 1973. – 400 с.
3. Файст, В. Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05. 22. 20 / Файст Валерій Львович ; ХНАДУ. – Харків, 2012. – 20 с.
4. Динамічні властивості і стабільність функціонування автотранспортних засобів [Текст] / Д. В. Абрамов, Н. М. Подригало, М. А. Подригало та ін. – Харків : ХНАДУ, 2014. – 204 с.
5. BOSCH. Автомобильный транспорт [Текст] : пер. с англ. – Первое русское издание. – Москва : Изд-во “За рулем”, 2000. – 896 с.
6. Бортницкий, П. И. Тягово-скоростные качества автомобилей [Текст] / П. И. Бортницкий, В. И. Задорожный. – Київ : Вища школа, 1978. – 176 с.

Стаття надійшла до редакції 20.09.2017 р.

УДК 629. 113

О. С. Мазин, Р. О. Кайдалов, М. А. Подригало

ОЦІНЮВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ АВТОМОБІЛІВ

У статті запропоновано метод оцінювання енергетичної навантаженості автомобілів з використанням показника, який являє собою співвідношення максимальної ефективної потужності двигуна до максимальної кінетичної енергії поступального руху машини.

К л ю ч о в і с л о в а: питома потужність, питома сила тяги, енергетична навантаженість.

UDC 629. 113

O. S. Mazin, R. O. Kaydalov, M. A. Podrihalo

THE ESTIMATION OF THE AUTOMOBILE ENERGY WORKLOADING

In the given article is suggested the energy estimation method of the workload of the automobiles with the indicator using, which represents the ratio of the maximum effective engine power to the maximum kinetic energy of the forward motion of the machine.

Key words: automobile, engine, dynamic factor, specific power, speed, run-up, acceleration, tractive force, wheel clutch, mass.

Мазін Олексій Сергійович – інженер другої категорії кафедри автомобільної техніки Національної академії Національної гвардії України.

Кайдалов Руслан Олегович – кандидат технічних наук, доцент, заступник начальника науково-дослідного центру службово-бойової діяльності НГУ – начальник науково-дослідної лабораторії службово-бойового застосування НГУ Національної академії Національної гвардії України.

Подригало Михайло Абович – доктор технічних наук, професор, провідний науковий співробітник науково-дослідного центру службово-бойової діяльності НГУ Національної академії Національної гвардії України.